

## **ГІДРАВЛІЧНА МОДЕЛЬ ЗМІШУВАННЯ ПОТОКІВ**

**Д. О. Паневник, О. В. Паневник**

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727101,  
e-mail: o.v.panevnik@gmail.com

На основі теорії зануреного струменя, що рухається в супутньому потоці, запропонована гідравлічна модель робочого процесу свердловинного струминного насоса у вигляді центральної потенціальної і коаксильної кільцевої течії. Під час побудови гідравлічної моделі враховано геометричні розміри елементів проточної частини струминного насоса та співвідношення витрат робочого і інжектованого потоку свердловинної ежекційної системи. Центральна потенціальна течія характеризується постійним профілем швидкостей. Периферична зсувна кільцева течія відзначається нерівномірним розподілом кінематичних параметрів і може бути апроксимована за допомогою елементарних функцій. Запропонований профіль швидкостей в кільцевому приміжевому шарі зберігає наближену автомодельність упродовж всієї початкової ділянки робочого потоку струминного насоса. Для характеристики нерівномірності розподілу кінематичних параметрів у камері змішування струминного насоса використано співвідношення середньої та максимальної швидкостей змішуваних потоків. У процесі інтегрування запропонованих профілів швидкостей отримано аналітичну залежність, що зв'язує узагальнений коефіцієнт нерівномірності розподілу кінематичних параметрів в камері змішування струминного насоса з характеристиками свердловинної ежекційної системи. Відповідно до отриманої аналітичної залежності величина коефіцієнта нерівномірності розподілу кінематичних параметрів прямопропорційно залежить від відстані між робочою насадкою і камерою змішування струминного насоса. Запропонована модель розподілу швидкостей у вхідному перерізі камери змішування дозволяє зменшити похибку аналітичного визначення напору струминного насоса і підвищити ефективність проектування параметрів експлуатації свердловинної ежекційної системи.

Ключові слова: свердловинний струминний насос, камера змішування, робочий потік, інжектований потік, профіль швидкостей.

На основе теории затопленной струи, движущейся в сопутствующем потоке, предложена гидравлическая модель рабочего процесса скважинного струйного насоса в виде центрального потенциального и коаксиального кольцевого течений. В процессе построения гидравлической модели учтены геометрические размеры элементов проточной части струйного насоса и соотношение расходов рабочего и эжектируемого потоков скважинной эжекционной системы. Центральное потенциальное течение характеризуется постоянным профилем скоростей. Периферическое совиговое кольцевое течение отличается неравномерным распределением кинематических параметров и может быть аппроксимировано с помощью элементарных функций. Предложенный профиль скоростей в кольцевом пограничном слое сохраняет приближенную автомодельность вдоль всего начального участка рабочего потока струйного насоса. Для характеристики неравномерности распределения кинематических параметров в камере смешивания струйного насоса использовано соотношение средней и максимальной скоростей смешиваемых потоков. В процессе интегрирования предложенных профилей скоростей получена аналитическая зависимость, связывающая обобщенный коэффициент неравномерности распределения кинематических параметров в камере смешивания струйного насоса с характеристиками скважинной эжекционной системы. Согласно полученной аналитической зависимости величина коэффициента неравномерности распределения кинематических параметров прямопропорционально зависит от расстояния между рабочей насадкой и камерой смешивания струйного насоса. Предложенная модель распределения скоростей во входном сечении камеры смешивания позволяет уменьшить погрешность аналитического определения напора струйного насоса и повысить эффективность проектирования параметров эксплуатации скважинной эжекционной системы.

Ключевые слова: скважинный струйный насос, камера смешивания, рабочий поток, эжектируемый поток, профиль скоростей.

Based on the theory of a flooded jet moving in a concomitant flow, a hydraulic model of the downhole jet pump working process in the form of a central potential and coaxial annular flows is proposed. In the process of building a hydraulic model, the geometric dimensions of the elements of the flow part of the jet pump and the ratio of the costs of the working and ejected flow of the downhole ejection system are taken into account. The central potential flow is characterized by a constant velocity profile. Peripheral shear annular flow is characterized by an uneven distribution of kinematic parameters and can be approximated by elementary functions. The proposed velocity profile in the annular boundary layer maintains the approximate self-similarity throughout the initial section of the

*working flow of the jet pump. To characterize the non-uniform distribution of kinematic parameters in the mixing chamber of the jet pump, the ratio of the average and maximum speed of the mixed flows is used. In the process of integration of the proposed velocity profiles, an analytical dependence is obtained, which connects the generalized coefficient of non-uniformity of distribution of kinematic parameters in the mixing chamber of the jet pump with the characteristics of the downhole ejection system. According to the obtained analytical dependence, the value of the coefficient of non-uniformity of the distribution of kinematic parameters is directly proportional to the distance between the working nozzle and the mixing chamber of the jet pump. The proposed model of velocity distribution in the inlet section of the mixing chamber allows to reduce the error of analytical determination of the jet pump pressure and increase the efficiency of designing the operating parameters of the well ejection system.*

Keywords: downhole jet pump, mixing chamber, workflow, ejected flow, velocity profile.

## Вступ

Світова потреба в енергоресурсах зумовлює необхідність підвищення ефективності розробки нафтогазових родовищ. До технологій, здатних істотно вплинути на ефективність нафтогазовидобутку, відносять використання струминних насосів. Особливістю свердловинних струминних насосів є можливість їх використання в складних гірничо-геологічних умовах. З огляду на тенденцію до зростання обсягів нафтовидобутку «важковидобувних» запасів вуглеводнів, аналітики дослідницької компанії Research and Markets прогнозують підвищення ролі ежекційних технологій при забезпеченні потреби світової економіки в енергоресурсах. Висока ефективність використання свердловинних струминних насосів сприяє успішному функціонуванню значної кількості провідних світових, національних і регіональних нафтосервісних компаній, які реалізують ежекційні технології в різних процесах розробки родовищ вуглеводнів: Weatherford International, Exxon Mobil, British Petroleum, Royal Dutch Shell та інші.

Незважаючи на просту конструкцію ежекційної системи, її робочий процес заснований на реалізації складного механізму взаємодії турбулентних потоків, який визначає особливості побудови напірної та енергетичної характеристик [1], профілю швидкостей [2], умови виникнення кавітації [3] і напружень [4] в окремих елементах струминного насоса. Дослідження, спрямовані на удосконалення уявлень про механізм змішування потоків у проточній частині струминного насоса, вказують на можливість покращення енергетичних показників реалізації ежекційних технологій в процесі розробки нафтогазових родовищ, що і є актуальним завданням.

## Аналіз останніх досліджень

Теоретична модель розподілу швидкостей в зануреному струмені, що поширюється в супутньому потоці, вперше була запропонована Г.Шліхтінгом (Брауншвейгський технічний університет, 1951 рік) і передбачає лінійний

профіль гідродинамічних параметрів в примежевому шарі нестисливої рідини.

Традиційна модель змішування потоків [5] заснована на використанні рівнянь збереження імпульсу, енергії і суцільності обмежених струменів нестисливої рідини. В процесі моделювання робочого процесу струминного насоса змішувани потоки приймаються однорозмірними з рівномірним профілем на вході в дифузори та нульовою відстанню між робочою насадкою і камерою змішування. Класичні закони збереження гідродинаміки доповнені системою рівнянь Нав'є-Стокса, які визначають рух і форму профілю швидкостей осесиметричного двофазного потоку в камері змішування струминного насоса і використовуються при побудові його напірної характеристики. Систему рівнянь Нав'є-Стокса зазвичай розв'язують з урахуванням особливостей взаємодії потоків в камері змішування струминного насоса за допомогою різних моделей турбулентності методом кінцевих різниць з використанням чисельного моделювання і прикладного пакета стандартних програм: SolidWorks [5], CFX-TASCFLOW [6], ANSYSDesign [7] та інших.

## Виділення частини невирішеної проблеми

Теоретична епіюра розподілу швидкостей в зануреному потоці нестисливої рідини отримана Г.Шліхтінгом для основної ділянки турбулентного струменя і не враховує існування потенціальних областей робочої та інжектваної течій на вході в камеру змішування струминного насоса. Наведений в роботі [1] теоретичний профіль швидкостей не враховує зміну гідродинамічних параметрів змішуваних потоків на ділянці між робочою насадкою і камерою змішування струминного насоса. При цьому не враховується вирівнювання профілю швидкостей і збільшення значень коефіцієнта нерівномірності розподілу кінематичних параметрів при зростанні відстані до камери змішування струминного насоса. Істотна похибка у визначенні коефіцієнта нерівномірності розподілу швидкостей знижує точність аналітичного визначення напірної характеристики струминного

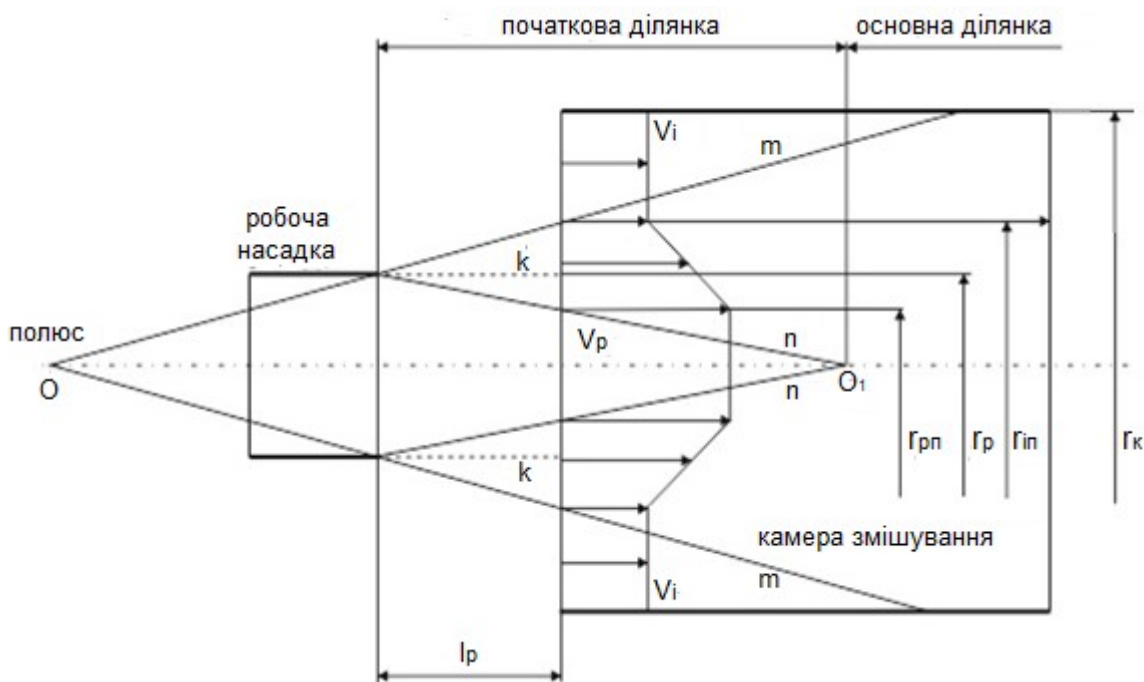


Рисунок 1 – Структура зануреного струменя в проточній частині струминного насоса

насоса і зменшує ефективність моделювання його робочого процесу.

Розв'язок системи рівнянь Нав'є-Стокса руху осесиметричних змішуваних потоків передбачає використання спеціального математичного апарату і здійснюється, зазвичай, наближеними методами без урахування розміру окремих складових елементів. Під час моделювання процесу взаємодії змішуваних потоків в примежевому шарі нестисливої рідини використовуються напівемпіричні теорії турбулентності. Необхідність проведення експериментальних досліджень вимагає значних матеріальних витрат, а отримані емпіричні залежності мають обмежене застосування. Комп'ютерне моделювання робочого процесу ежекційної системи не дозволяє отримати прямі аналітичні залежності, що зв'язують величину нерівномірності розподілу швидкостей в проточній частині струминного насоса з його напірної характеристикою. При цьому знижується ефективність проектування конструкцій та прогнозування параметрів експлуатації свердловинних ежекційних систем.

#### Формулювання мети роботи

Метою досліджень є розроблення гідравлічної моделі робочого процесу свердловинного струминного насоса у вигляді центральної потенціальної течії і периферичного кільцевого турбулентного примежевого шару з нерівномірним профілем швидкостей апроксимованим з використанням елементарних функцій. В про-

цесі моделювання механізму взаємодії потоків необхідно отримати аналітичну залежність, що пов'язує нерівномірність профілю швидкостей у камері змішування струминного насоса з його конструкторськими і режимними параметрами.

#### Висвітлення основного матеріалу

Структура рівнянь, що визначають напірну характеристику ежекційної системи, містить величину коефіцієнта нерівномірності розподілу швидкостей потоків на вході в камеру змішування струминного насоса. При проведенні досліджень необхідно встановити взаємозв'язок між коефіцієнтом нерівномірності розподілу швидкостей  $\varphi_2$  і основними величинами, які характеризують геометричні та кінематичні параметри струминного насоса.

Визначимо структуру потоку на вході в камеру змішування, застосовуючи теорію зануреного струменя рідини, який рухається в супутньому потоці [8]. Центральна частина робочого потоку (рис. 1) формує ядро струменя (область потенціального потоку) з рівномірним профілем швидкостей. В периферичній частині потенціального ядра утворюється примежевий (зсувний) шар змішуваних потоків, в якому відбувається гальмування робочого потоку. Прямі «n» на рисунку 1 відокремлюють область потенціального ядра від примежевого шару змішуваних потоків. Супутній або інжектований потік на вході в камеру змішування також складається з двох областей. В периферичній частині інжектowanego потоку розта-

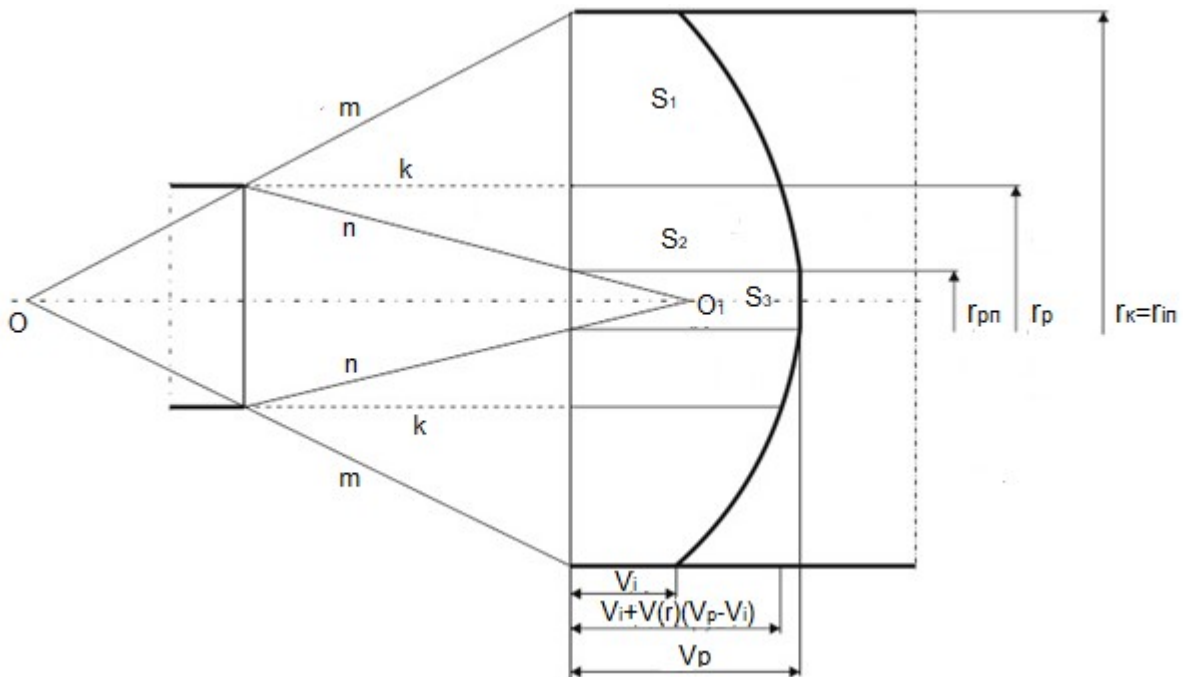


Рисунок 2 – Профіль швидкостей потоків на вході в камеру змішування струминного насоса

шована потенціальна область з постійною швидкістю руху рідини. Внутрішня частина інжектваного потоку представлена примежевим шаром. Лінії « $m$ » на рисунку 1 відокремлюють зовнішню потенціальну область інжектваного потоку від внутрішнього примежевого шару. Пунктирні лінії « $k$ » визначають діаметр робочої насадки струминного насоса. Зі збільшенням відстані між робочою насадкою і камерою змішування відбувається зменшення розмірів потенціальної області інжектваного потоку від максимальних (для випадку, коли  $l_p = 0$ ) до нуля. У цьому випадку структура потоків у входному перерізі камери змішування складається з потенціальної внутрішньої області робочого течії та примежевого шару.

Визначимо характер розподілу швидкостей в камері змішування струминного насоса для випадку двошарової структури змішуваних потоків.

В процесі аналізу механізму змішування коаксіальних турбулентних струменів [9] встановлено, що профіль швидкостей у примежевому шарі може бути апроксимований за допомогою елементарних функцій, що зберігають наближену автомодельність уздовж всієї початкової ділянки. Прийmemo профіль швидкостей змішуваних потоків у примежевому шарі турбулентних струменів у вигляді алгебраїчної функції

$$V = f(1 - \eta^2), \quad (1)$$

де  $\eta$  – безрозмірний радіус струменя.

Прийнята функція повинна забезпечувати умови переходу на границі контакту окремих областей профілю швидкостей. З метою спрощення рівнянь, що визначають величину коефіцієнта нерівномірності при моделюванні профілю швидкостей прийнято припущення про відсутність впливу стінки камери змішування на кінематичні параметри потоку. З огляду на прийняте припущення, швидкість руху рідини на стінці камери змішування має додатне значення, на відміну від нульового значення, яке відповідає реальним потокам. Прийняте припущення збільшує площу епюри профілю швидкостей і середню швидкість потоку, тобто визначає завищені значення коефіцієнта нерівномірності.

Відповідно до рисунка 2 прийmemo модель руху рідини на вході в камеру змішування у вигляді центральної потенціальної течії і периферичної зсувної течії, товщина якої зростає в напрямку до дифузора струминного насоса.

$$S_1 : r_k \leq r \leq r_p; V = V_i + V(r)\Delta V; \quad (2)$$

$$V(r) = f(\eta) = (1 - \eta^2); \Delta V = V_p - V_i;$$

$$\eta = \frac{r - r_{pn}}{r_{in} - r_{pn}};$$

$$S_2 : r_p \leq r \leq r_{pn}; V = V_i + V(r)\Delta V; \quad (3)$$

$$V(r) = f(\eta) = (1 - \eta^2); \Delta V = V_p - V_i;$$

$$\eta = \frac{r - r_{pn}}{r_{in} - r_{pn}};$$

$$S_3 : 0 \leq r \leq r_{pn}; V = V_i + \Delta V; \quad (4)$$

$$\Delta V = V_p - V_i,$$

де  $r_k, r_p$  – радіуси камери змішування і робочої насадки;

$V_i, V_p$  – швидкість інжектваного і робочого потоків;

$V(r)$  – функція, що визначає розподіл швидкостей потоку;

$\Delta V$  – різниця швидкостей робочого і інжектваного потоків;

$r_{pn}$  – радіус робочого потенціального потоку;

$r_{in}$  – внутрішній радіус інжектваного потенціального потоку.

Область  $S_1$  обмежена (рисунок 2) внутрішньою поверхнею камери змішування радіуса  $r_k$  і циліндричною поверхнею з радіусом  $r_p$ , що відокремлює інжектований потік від робочого. Профіль швидкостей в області  $S_1$  відповідно до прийнятої моделі визначається елементарною функцією (1). Аналогічний профіль швидкостей має місце також в області  $S_2$ , зовнішня межа якої стикається з областю  $S_1$  по радіусу  $r_p$ , а внутрішня межує з потенціальною областю робочого потоку і має радіус  $r_{pn}$ . Область  $S_3$  визначається постійною швидкістю робочого потоку і рівномірним профілем  $V_p = \text{const}$ . Визначимо відповідність профілів швидкостей на границі областей  $S_2, S_3$  враховуючи систему рівнянь (3)

$$V = V_i + (1 - \eta^2)(V_p - V_i) =$$

$$= V_i + \left[ 1 - \left( \frac{r - r_{pn}}{r_{in} - r_{pn}} \right)^2 \right] (V_p - V_i). \quad (5)$$

Після підстановки в рівняння (5) значень радіуса  $r = r_{pn}$  отримуємо  $V = V_p$ , тобто умови переходу профілів швидкостей в областях  $S_2, S_3$  забезпечуються.

Інтегрування рівнянь, які характеризують зміну швидкостей потоків, по радіусу камери змішування дозволяє визначити величину витрат в областях  $S_1, S_2, S_3$ . Загальну величину витрати рідини на вході в камеру змішування струминного насоса визначаємо шляхом суму-

вання витрат в окремих областях змішуваних потоків.

Коефіцієнт нерівномірності профілю швидкостей визначаємо за формулою

$$\varphi_2 = \frac{V_{сер}}{V_{макс.}} = \frac{\int (V(r) dS / S_k}{V_{макс.}}, \quad (6)$$

де  $V_{сер}$  – середня швидкість потоку;

$V_{сер}$  – максимальна швидкість потоку;

$S_k$  – площа перерізу камери змішування.

Величина інтеграла в рівнянні (6) визначає сумарну витрату рідини в областях  $S_1, S_2, S_3$ , а максимальна швидкість потоку відповідає швидкості на осі камери змішування.

Використовуючи очевидні співвідношення

$$S_k = \pi r_k^2; \quad V_{макс.} = \frac{Q_p}{\pi r_p^2}; \quad (7)$$

$$K_{сн} = \left( \frac{r_k}{r_p} \right)^2; \quad i = \frac{Q_i}{Q_p}; \quad \bar{l}_p = \frac{l_p}{2r_p},$$

де  $Q_p, Q_i$  – витрата відповідно робочого та інжектваного потоків;

$K_{сн}$  – основний геометричний параметр струминного насоса;

$i$  – коефіцієнт інжекції;

$\bar{l}_p, l_p$  – величина відповідно відносної та абсолютної відстані між робочою насадкою і камерою змішування, отримуємо рівняння для визначення коефіцієнта нерівномірності розподілу швидкостей на вході в камеру змішування струминного насоса

$$\varphi_2(1 - A) + \frac{Ai}{K_{сн} - 1}. \quad (8)$$

У формулі (8) позначено

$$A = \frac{0,079\bar{l}_p - 0,014\bar{l}_p^2 + 0,0014\bar{l}_p^3}{0,156\bar{l}_p^2 K_{сн}} -$$

$$\frac{0,00003\bar{l}_p^4 - 1,33K_{сн}^{1,5}(1 - 0,119\bar{l}_p)}{0,156\bar{l}_p^2 K_{сн}} +$$

$$+ \frac{K_{сн}(1 - 0,119\bar{l}_p^2) + 0,5K_{сн}^2 - 0,167}{0,156\bar{l}_p^2 K_{сн}}.$$

Отримана система рівнянь визначає величину узагальненого коефіцієнта нерівномірності, який характеризує стан сумарного потоку на вході в камеру змішування струминного насоса. Запропонована математична модель (формули (2) – (4)) дозволяє також визначити часткові

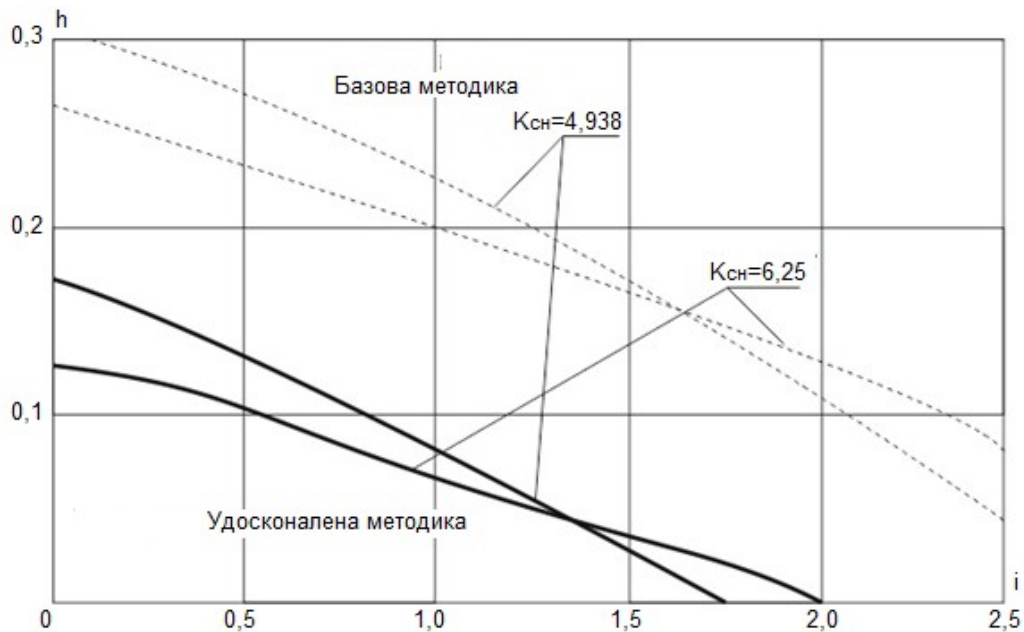


Рисунок 3 – Напірні характеристики, отримані з використанням базової та удосконаленої методик для різних співвідношень основного геометричного параметра струминного насоса

коефіцієнти нерівномірності, що стосуються окремо робочого і інжектованого потоків.

Аналіз системи рівнянь (8), (9) свідчить про прямопропорційну залежність між величиною коефіцієнта нерівномірності і відстанню між робочою насадкою і камерою змішування струминного насоса, що підтверджується наведеними в роботі [11] експериментальними даними.

Величина коефіцієнта нерівномірності профілю швидкостей входить до складу рівняння напірної характеристики струминного насоса [11]

$$h = \frac{\varphi_1^2}{K_{сн}} \times \quad (10)$$

$$\times \left[ 2\varphi_2 + \left( 2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{i^2}{K_{сн} - 1} - (2 - \varphi_3^2) \frac{(1+i)^2}{K_{сн}} \right],$$

де  $h$  – відносний напір струминного насоса;

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$  – коефіцієнти нерівномірності швидкостей в характерних перерізах струминного насоса.

Базова модель робочого процесу струминного насоса передбачає постійну величину коефіцієнта нерівномірності  $\varphi_2 = 0,975$  [11], що входить до рівняння (10). У запропонованій авторами моделі для визначення величини коефіцієнта нерівномірності використовується система рівнянь (8), (9).

Напірні характеристики для розробленої і базової моделей робочого процесу струминного насоса наведені на рисунку 3.

Порівняльний аналіз наведених характеристик показує, що використання запропонованої моделі робочого процесу струминного насоса забезпечує менші (стосовно до отриманих відомими методиками визначення коефіцієнта нерівномірності профілю швидкостей) значення відносного напору струминного насоса, що узгоджується з результатами експериментальних досліджень [11]. При цьому зберігається якісна залежність величини відносного напору від коефіцієнта інжекції струминного насоса.

### Висновки

1. Розроблена гідравлічна модель розподілу швидкостей змішуваних потоків у вигляді центральної потенціальної течії і периферичного кільцевого зсувного турбулентного примежевого шару з нерівномірним профілем кінематичних параметрів, апроксимованим з використанням елементарних функцій.

2. На основі запропонованої математичної моделі змішування потоків отримано аналітичну залежність, що зв'язує узагальнений коефіцієнт нерівномірності профілю швидкостей в камері змішування струминного насоса з геометричними і режимними параметрами свердловинної ежекційної системи.

3. Запропонована методика аналітичного визначення напору струминного насоса забезпечує якісну подібність базових і вдосконалених характеристик ежекційної системи.

Завдання подальших досліджень полягає у визначенні часткових (індивідуальних) коефіцієнтів нерівномірності профілю швидкостей



окремо для робочого і інжектованого потоків, побудові напірних характеристик струминного насоса і їх порівняння з експериментальними даними. Згодом в процесі порівняльного аналізу необхідно встановити вид коефіцієнтів нерівномірності профілю швидкостей (узагальнені або часткові величини), що забезпечує мінімальну похибку аналітичного визначення напору струминного насоса.

### **Література**

1. Naik B.R., Patel S.M. The Effect of Venturi Design on Jet Pump Performance. *Journal for Research (JAR)*. 2016. Vol.2. No 04/06. P.23-28.

2. Abdou Hesham A.M., Mikhail S., Abou-Ellail M. Jet Pump Performance with Secondary Fluids Differ in Density and Viscosity. *Abu Dhabi International Petroleum Exhibition and Conference*, Abu Dhabi, U.A.E., 2006. SPE 102546. 14 p. <http://doi./10.2118/102546-MS>.

3. Xiao L., Long X. Cavitating Flow in annular jet pumps. *International Journal of Multiphase Flow*. 2015. Vol.71. No5. P. 116-132. <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2015.01.001>.

4. Паневник Д.А., Величкович А.С. Оценка напряженного состояния корпуса наддольного гидроэлеватора. *Нефтяное хозяйство*. 2017. № 1. С.70-73.

5. Бутенко А.Г., Смык С.Ю. Повышение эффективности работы центральных эжектов. *Энерготехнологии и ресурсосбережение*. 2013. № 2. С. 47-49.

6. Meakhail T.A., Teaima J.R. A Study of the effect of Nozzle Spacing and Drilling Pressure on the Water Jet Pump Performance. *International Journal of Engineering Science and Innovative Technology*. 2013. Vol.2. № 5. P.373-382.

7. Yapici R., Aldas K. Optimization of water Jet pumps using numerical simulation. *Journal of Power and Energy*. 2013. № 6. P. 438-449. <http://doi./10.1177/0957650913487529>.

8. Повх И.Л. Техническая гидромеханика. Ленинград: Машиностроение, 1976. 504 с.

9. Назарчук М.М., Панченко В.А. Ограниченные струи. Киев: Наукова думка, 1981. 212 с.

10. Kawaguty K., Ueki H., Akamine S., Umeoka T. Experimental Research on an air mixed jet pump for sea water purification. *Proceeding of the Sixth International Offshore and Polar Engineering Conference*, Los Angeles, USA, 1996. P.134-142.

11. Соколов Е.Я, Зингер Н.М. Струйные аппараты. М.: Энергоатомиздат, 1989. 352 с.

### **References**

1. Naik B.R., Patel S.M. The Effect of Venturi Design on Jet Pump Performance. *Journal for Research (JAR)*. 2016. Vol.2. no 04/06. P.23-28.

2. Abdou Hesham A.M., Mikhail S., Abou-Ellail M. Jet Pump Performance with Secondary Fluids Differ in Density and Viscosity. *Abu Dhabi International Petroleum Exhibition and Conference*, Abu Dhabi, U.A.E., 2006. SPE 102546. 14 p. <http://doi./10.2118/102546-MS>.

3. Xiao L., Long X. Cavitating Flow in annular jet pumps. *International Journal of Multiphase Flow*. 2015. Vol.71. No5. P. 116-132. <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2015.01.001>.

4. Panevnik D.A., Velichkovich A.S. Otsenka napryazhennogo sostoyaniya korpusa naddol'nogo gidroelevatora. *Neftyanoe hozyaystvo*. 2017. № 1. P. 70-73. [in Russian].

5. Butenko A.G., Smyk S.Yu. Povyishenie effektivnosti raboty tsentralnykh ezhektorov. *Energotehnologii i resursosberezhenie*. 2013. № 2. P.47-49. [in Russian].

6. Meakhail T.A., Teaima J.R. A Study of the effect of Nozzle Spacing and Drilling Pressure on the Water Jet Pump Performance. *International Journal of Engineering Science and Innovative Technology*. 2013. Vol.2. № 5. P. 373-382.

7. Yapici R., Aldas K. Optimization of water Jet pumps using numerical simulation. *Journal of Power and Energy*. 2013. № 6. P. 438-449. <http://doi./10.1177/0957650913487529>.

8. Povh I.L. Tehnicheskaya gidromekhanika. Leningrad: Mashinostroenie, 1976. 504 p. [in Russian]

9. Nazarchuk M.M., Panchenko V.A. Ogranichennyye strui. Kiev: Naukova dumka, 1981. 212 p. [in Russian]

10. Kawaguty K., Ueki H., Akamine S., Umeoka T. Experimental Research on an air mixed jet pump for sea water purification. *Proceeding of the Sixth International Offshore and Polar Engineering Conference*, Los Angeles, USA, 1996. P.134-142.

11. Sokolov E.Ya, Zinger N.M. Struynyye apparaty. M.: Energoatomizdat, 1989. 352 p. [in Russian]